

Etude numérique de la convection mixte dans une cavité cubique entraînée chauffé par le bas

N. BEN MANSOUR^a, N. BEN-CHEIKH^a, B. BEN-BEYA^a and T. LILI^a

a. Laboratoire de Mécanique des fluides, Département de Physique, Faculté des Sciences de Tunis, Campus Universitaire, 2092 El-Manar 2, Tunisie
benmansournoura@yahoo.fr

Résumé :

La convection mixte dans une cavité cubique entraînée chauffée par le bas a été étudiée numériquement. Les deux parois en face sont maintenues à une température constante dont $T_{top} < T_{bottom}$, tandis que les parois verticales sont isolées thermiquement. Les équations régissant le problème s'expriment sous une forme adimensionnelle. La procédure de calcul est basée sur la méthode des volumes finis articulé avec une accélération multigrille. Le nombre de Reynolds est fixé à $Re = 100$, tandis que le nombre de Richardson varie de 0,001 à 10. Des études paramétriques portant l'effet du nombre de Richardson sur l'écoulement de fluide et le transfert thermique ont été effectuées. La structure d'écoulement et le transfert thermique sont exprimés en termes de lignes de courant, isothermes et le nombre de Nusselt moyen sont présentés pour l'ensemble de la gamme du nombre Richardson considérée. Corrélations multiples en termes de taux de transfert thermique et de nombre de Richardson a été établi.

Abstract:

Three dimensional steady state mixed convection in a lid driven cubical cavity heating from below has been investigated numerically. Two sided walls are maintained at a constant ambient temperature $T_{top} < T_{bottom}$, while the vertical walls are thermally insulated. Governing equations expressing in a dimensionless form are solved by using finite element method. The Reynolds number is fixed at $Re=100$, while the Richardson number is varied from 0.001 to 10. Parametric studies focusing on the effect of the Richardson number on the fluid flow and heat transfer have been performed. The flow and heat transfer characteristics, expressed in terms of streamlines, isotherms and average wall Nusselt number are presented for the entire range of Richardson number considered. Multiple correlations in terms of the heat transfer rate and Richardson number has been established.

Mots clefs : Convection mixte, le nombre de Richardson, cavité entraînée et gradients de température

1 Introduction

Au cours des dernières années, la convection mixte dans des cavités rectangulaires ou carrés a été étudiée par de nombreux chercheurs. Cette tentative est dû au fait que le transfert de chaleur dans une cavité peut être trouvé dans de nombreuses applications industrielles et d'ingénierie telles que le refroidissement des composants électroniques, processus de séchage des aliments, les réacteurs nucléaires etc ... phénomènes de débit et de transfert de chaleur causées par des forces de flottabilité et de cisaillement dans des enclos ont été largement étudié dans la littérature. Par exemple, Iwatsu et Hyun [1] ont étudié numériquement trois dimensions flux dans des conteneurs cubiques. La paroi supérieure mobile est maintenue à une température supérieure à la paroi de fond. Les solutions numériques sont obtenues sur une large gamme de paramètres physiques, $10^2 \leq Re \leq 2 \times 10^3$, $0 \leq Ri \leq 10$ et $Pr = 0,71$. Visualisations de flux numériques démontrent les effets explicites de Ri ainsi que Re . Mohamed Viskanta et [2] ont étudié les effets d'un couvercle coulissant sur l'écoulement de fluide thermique et structures dans une cavité de couvercle à moteur. Moallemi et Jang [3] ont étudié numériquement la convection mixte dans un boîtier carré chauffé par le bas. Ils ont étudié l'effet du nombre de Prandtl sur le processus d'écoulement et de transfert thermique. Ils ont constaté que les effets de flottabilité sont plus prononcés pour les valeurs plus élevées de nombres de Prandtl, et ils ont aussi une corrélation dérivée pour le nombre de Nusselt moyen en termes de nombre de Prandtl, nombre de Reynolds et nombre de Richardson.

Dans le présent travail, l'effet de gradient de température sur l'écoulement du fluide et le transfert thermique dans une cavité carrée entraînée (Fig.1.) est étudié numériquement.

2 Formulation mathématique

Les équations régissant le problème de la convection mixte tridimensionnelle, après avoir invoqué l'approximation de Boussinesq et négliger la dissipation visqueuse, peut être exprimé sous la forme adimensionnelle comme suit:

L'équation de continuité:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

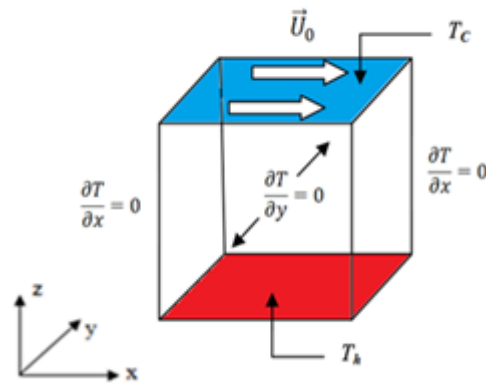
L'équation de mouvement:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial uu}{\partial x} + \frac{\partial uv}{\partial y} + \frac{\partial uw}{\partial z} &= -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{1}{Re} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \\ \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{\partial uv}{\partial x} + \frac{\partial vv}{\partial y} + \frac{\partial vw}{\partial z} &= -\frac{\partial P}{\partial y} + \frac{1}{Re} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \\ \frac{\partial w}{\partial t} + \frac{\partial wu}{\partial x} + \frac{\partial wv}{\partial y} + \frac{\partial ww}{\partial z} &= -\frac{\partial P}{\partial z} + \frac{1}{Re} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) + Ri\theta \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

L'équation d'énergie:

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} + \frac{\partial (u_i \theta)}{\partial x_i} = \frac{1}{Re Pr} \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial x_i \partial x_i} \right) \quad (3)$$

Avec $Re = U_0 L / \nu$, $Pr = \nu / \alpha$, $Ri = Gr / Re^2$

**Fig1:** modèle physique et des conditions aux limites

3 Code validation

Afin de valider la procédure numérique, un cas de test est examiné en utilisant notre code, et les résultats sont comparés à la solution numérique publiée des Iwatsu et al. [1] et Nasreddine et al. [6], qui est basée sur un schéma de volumes finis pour une cavité entraînée tridimensionnelle, mais avec un gradient vertical de température imposée. Les résultats de ces comparaisons sont répertoriés dans le Tableau 1 pour le nombre de Nusselt moyenne en termes de nombre de Reynolds Re et le nombre de Richardson Ri . Les comparaisons illustrent proximité dans les prédictions faites entre les différentes procédures de solution. Ces cas de validation stimuler la confiance dans le résultat numérique de l'ouvrage.

Table 1: Comparaison du nombre de Nusselt moyenne calculée à la paroi supérieure

Re	Ri=0.001			Ri=1			Ri=10		
	Réf[1]	Réf[6]	Nos résultats	Réf[1]	Réf[6]	Nos résultats	Réf[1]	Réf[6]	Nos résultats
100	1.82	1.836	1.836	1.33	1.348	1.348	1.08	1.092	1.092
400	3.99	3.964	3.963	1.50	1.528	1.539	1.17	1.130	1.152
1000	7.03	7.284	7.295	1.80	1.856	1.863	1.37	1.143	1.143

Table 2: Résultats de l'indépendance de grille pour $Re = 100$, $\gamma = 0^\circ$

Grille	Ri=0.001		Ri=1		Ri=10	
	48^3	64^3	48^3	64^3	48^3	64^3
Nombre de Nusselt	1.8371	1.8367	1.3487	1.3487	1.0927	1.0928

L'effet de la résolution de la grille a également été examiné afin de sélectionner la densité de la grille appropriée. Le tableau 2 présente les résultats d'une étude de l'indépendance de grille montrant les effets de nombre de points de grille sur Nusselt. La grille non uniforme 48^3 est trouvée pour répondre aux exigences à la fois l'étude de l'indépendance de la grille et les coûts en temps de calcul.

4 Résultats

L'effet du gradient de température sur les isolignes et isothermes pour $Ri = 0,001$, 1 et 10 est représenté dans la figure. 2. Lorsque $Ri = 10$, un seul tourbillon primaire

centrale est observée couvrant le domaine de la cavité. Le tourbillon est entraîné par la paroi mobile.

De sous-figure 2c, les isothermes sont symétriques et serrées dans la partie inférieure du plan (YOZ) et aussi on observe le début d'apparition de la plume est considérée comme étant la raison de plus des améliorations en matière de transfert thermique.

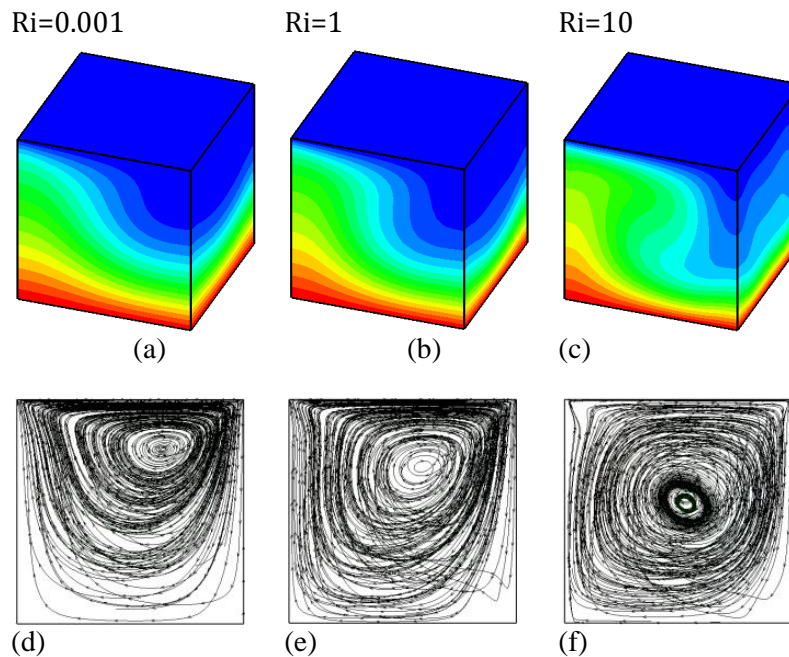


Fig.2. Les isothermes (a,b et c) et les isolignes (d, e et f) pour Ri=0.001, 1 and 10.

Les champs de température et la structure de fluide dans la cavité pour $Ri = 1$ sont présentés dans les sous-figures 2b et 2e. On peut constater que la répartition des lignes de courant pour $Ri = 1$ est similaire à celle de $Ri = 0.001$. Lorsque Ri est égale à 0,001 (sous-figures 2a et 2d) et sous l'effet de la paroi supérieure entraînée mécaniquement, un seul tourbillon domine l'ensemble de la cavité est observé. On constate que le centre du tourbillon se déplace de haut en bas en augmentant le nombre de Richardson.

Le nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Ri est représenté sur la figure 3. On remarque que le taux de transfert thermique augmente avec le nombre de Richardson. Ceci est dû aux effets de flottabilité accrue dans les parties inférieures de la cavité. Se référant à la littérature [5], une corrélation en termes de taux de transfert de chaleur et de nombre de Richardson a été établie.

Le nombre de Nusselt moyen le long de la paroi chauffée est corrélée en terme de 5 nombre de Richardson ($0,001 \leq Ri \leq 10$). En utilisant les résultats numériques, la corrélation peut être exprimée comme:

$$Nu_{\text{moy}} = 2.243 \times \log(2.204 + Ri^{0.64})$$

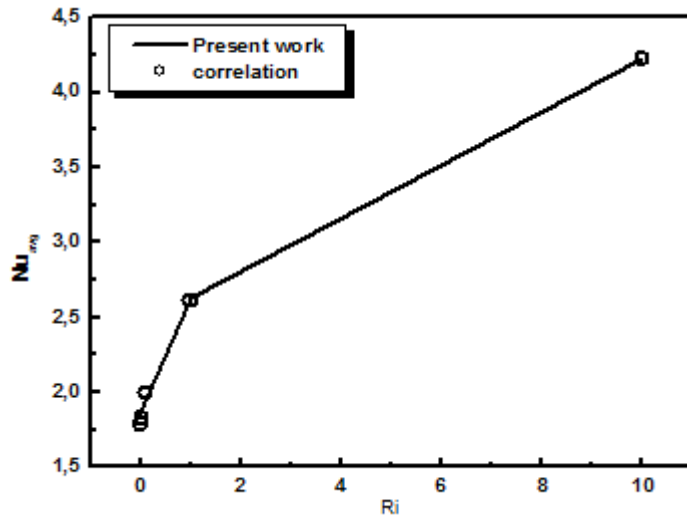


Fig. 3: Le nombre de Nusselt moyen le long de la paroi chaude pour $Re=100$

La comparaison entre le nombre de Nusselt moyen pour les résultats numériques et ceux obtenus par la corrélation sont présentés dans les figures 3. En conséquence, le nombre de Nusselt moyen calculé à partir des équations ci-dessus ainsi que les résultats numériques sont en bon accord.

Conclusion

D'après les résultats numériques, les conclusions suivantes peuvent être tirées:

Lorsque Re est faible, un seul tourbillon primaire centrale est observée couvrant le domaine de la cavité pour tout les nombres de Ri . Le taux de transfert de chaleur augmente avec le nombre de Richardson. Une corrélation en termes de taux de transfert de chaleur et de nombre de Richardson a été établie également dans ce cas.

Références

- [1] R. Iwatsu and J.M. Hyun, Three-dimensionel driven-cavity flows with a vertical temperature gradient.
- [2] A.A.Mohamed, R.Viskanta, Flow and heat transfer in a lid-driven cavity filled with a stably stratified fluid, Appl.Math. Modelling 19 (1995) 465-472.
- [3] M. K. Moallemi and K. S. Jang, Prandtl number effects on laminar mixed convection heat transfer in a lid-driven cavity, hf. J. Hear Mass Transfer. Vol. 35, No. 8, pp. 1881-1892, 1992.
- [4] A. K. Prasad and J.R. Koseff, Combined forced and natural convection heat transfer in a deep lid-driven cavity flow, Int.J..Heat Fluid Flow, Vol.17, pp. 460-467, 1996.
- [5] Numerical Study of Mixed Convection Heat Transfer and Fluid Flow in Cubical Lid-Driven Cavity, Eur. J. Sci. Research, Vol.72 No.3 (2012), pp. 460-473.
- [6] Ouertatani, N., Cheikh, N.B., Beya, B.B., Lili, T., Campo, A., Int. J. Thermal Sci., 2009, Vol. 48, no. 7, p. 1265